

几种材料和结构的轮盘转子 破裂准则的试验应用

孙, 国 维

(哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所)

〔提要〕 本文叙述了对用于火箭、直升机、运输机的燃气涡轮发动机及船用高速柴油机增压器的锻、铸造耐热合金、高强度铝合金的不同结构轮盘转子破裂准则所作的预先确定; 在旋转试验台上进行的轮盘转子破裂试验。成功地证明了几种破裂准则(包括 K_{Ic} 准则)对不同材料和结构的轮盘转子的适用性。

主题词 轮盘破裂准则 试验验证

一、前 言

研究轮盘转子破裂准则的目的在于正确确定轮盘转子的极限载荷, 从而确定其抗破裂强度储备。已往的研究工作表明: 对于具有理想结构和材料性质(如无严重应力集中存在; 各向均匀; 加工缺陷在允许范围内等)的轮盘转子, 在估算破裂载荷时, 最大拉应力(对于轮盘来说是最大切向应力和最大径向应力)准则和平均切向应力准则是较为适用的。应用这些准则估算轮盘转子的破裂转速与试验结果仅相差5%左右, 工程上是满意的。然而大多数机械零件, 特别是在其最初的探索性研制阶段, 其结构和材料情况往往是不理想的。有时存在较严重的应力集中、铸造和锻造等加工缺陷。这时上述准则的应用就必须考虑结构的应力集中、材质的特点和各种加工带来的缺陷而加以适当修正或重新判定。在某些情况下, 零件的制造缺陷和材料的断裂力学参数已知时, 采用断裂力学分析方法确定轮盘转子的破裂转速有时也可以得到较为满意的结果。轮盘转子破裂准则的选定、修正或者应用断裂力学分析方法是否正确, 最终应根据轮盘转子的破裂试验结果作出结论。

二、轮盘破裂转速的一般表达式及破裂准则

由轮盘微元体的受力分析, 可以得到轮盘破裂转速表达式:

本文收到日期: 1987年10月16日

$$n_{\text{断裂}} = 9.55 \sqrt{\frac{\int_a^b \sigma_b(r) h(r) dr}{\rho \int_a^b r^2 h(r) dr + \rho_0 h_b \left[\frac{r_c^3 - r_b^3}{3} \right]}} \quad (1)$$

式中 $\sigma_b(r)$ ——盘材强度极限 $h(r)$ ——轮盘截面厚度
 r ——轮盘流动半径 h_b ——轮缘厚度
 r_c ——轮盘转子叶片顶部半径 r_b ——轮缘外径(指榫槽外径)
 ρ ——轮盘材料密度
 ρ_0 ——全部叶片的叶身质量/叶片所占环形空间的体积

根据轮盘的具体情况,有下列几种断裂准则:

1. 最大切向或径向应力准则。即当

$$\sigma_{\max}^T(r) = \sigma_b \quad (2)$$

时,轮盘断裂。适用于脆性材料制成的轮盘或虽然塑性较好但处于平面应变状态的轮盘。

2. 平均切向应力准则。即当

$$\sigma^T(r) = \sigma_b(r) \quad (3)$$

时,轮盘断裂。适用于塑性较好的轮盘。

3. 由第三强度理论导出的断裂准则。即当

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_r - \sigma_T)^2 + (\sigma_T - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_r)^2} \quad (4)$$

时,轮盘断裂。适用于具有中等塑性材料制成的轮盘。

4. K_{1c} 准则。即当

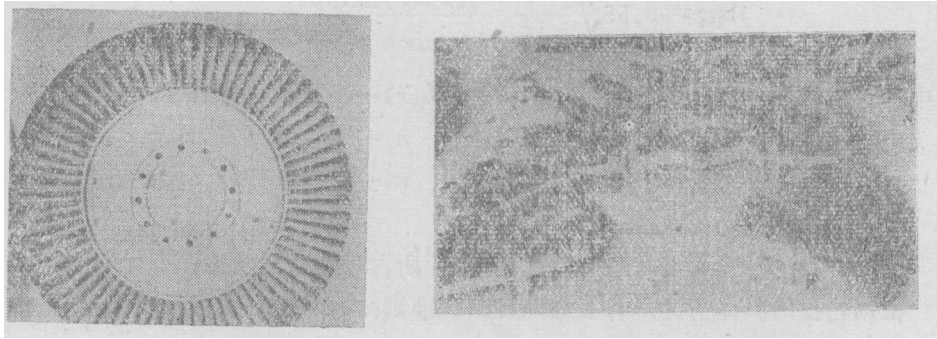
$$K_1 = K_{1c} \quad (5)$$

时,轮盘断裂。适用于塑性很差或虽然塑性较好但处于平面应变状态的轮盘。 K_1 是轮盘裂纹尖端应力强度因子。该准则在已知材料缺陷及断裂韧性 K_{1c} 的情况下,使用也相当方便且往往可能获得较为满意的效果。

几种断裂准则的应用实例

1. 整体铸造轮盘转子断裂试验

图1为某直升机涡轮发动机整体铸造涡轮转子。由铁镍基合金经真空静止精密铸造而成。为了在旋转试验台上考核其极限承载能力,确定在高温(600℃)条件下的断裂转速,首先对轮盘材料试样(取自另一个铸造轮盘毛坯)作了机械性能测试。其 $\sigma_{0.2}^{600^\circ\text{C}}$ 为520.7兆帕(53.1公斤/毫米²), $\sigma_{0.2}^{600^\circ\text{C}}$ 为490.3兆帕(50公斤/毫米²)。两者十分接近, δ 与 ψ 值也相当小。具有明显的脆性特征。破坏试验前,详细计算了轮盘转子的应力状态,最大应力在轮盘中心,且 σ_{\max}^T 与 σ_{\max}^r 相等,应用准则1及式(1)计算的轮盘转子的断裂转速为14600转/分,而旋转试验确定的断裂转速为13870转/分。与计算结果仅相差5.3%。为了比较各种准则的适用性,也用准则3计算了轮盘转子的断裂转速,其



a. 旋转试验前

b. 旋转破坏后

图 1 整体铸造涡轮轮盘转子

值为20 300转分。与实验值相差较大。显然，用最大拉应力准则估算该轮盘转子的破裂转速是正确的。至于 5.3% 误差则可以认为是由于轮盘中心 $\phi 15$ 毫米区域内有材料铸造疏松造成的。

2. 增压器转子破裂试验

图 2 是某船用高速柴油机涡轮增压器转子，由铝合金铸造而成。其化学成份为



a. 旋转试验前

b. 旋转破坏后

图 2 旋转试验用的增压器转子

4.7~5.3% Cu, 0.6~1.0% Mn, 0.25~0.45% Ti。强度极限为 152 兆帕 (15.5 公斤/毫米²)；条件屈服点 $\sigma_{0.2}$ 为 147.1 兆帕 (15 公斤/毫米²)。也具有明显的铸造脆性。输盘有 $\phi 100$ 毫米的中心孔。孔边有 6 个传扭花键槽，槽底尖角处有明显的应力集中。应力集中系数为 2.8。考虑到该铸造合金的脆性，在估算其破裂转速时，必须计算几个转速下的轮盘应力集中处的峰值应力。当峰值力随转速增加达到 σ_s 时，轮盘转子应当破裂。用计算和作图（如图 3）方法确定的增压器转子破裂转速为 22 400 转/分，旋转试验所得破裂转速为 21 600 转/分，只相差 3.7%。如果不计应力集中，用准则 3 计算

的断裂转速为48 600转/分。与实际值相差极大。

3. 火箭发动机轮盘转子断裂试验

图4是试验轮盘。毛坯由1Cr18Ni9Ti经锻造而成。机械加工后，在轮缘焊接了叶片，由机械性能测试可知，轮盘具有较好的塑性性能。据此，选用准则3估算了轮盘转子的断裂转速为26600转/分。而试验时的实际断裂转速则为23 600转/分。相差10.8%，相差较大的原因是计算时没有

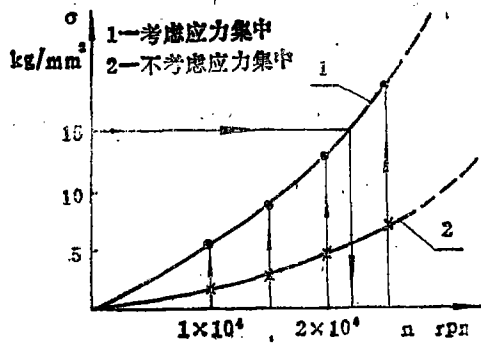
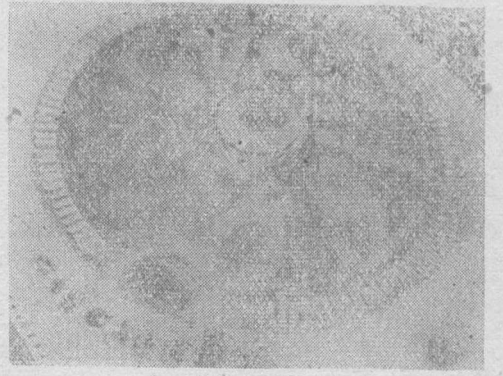


图3 计算作图确定轮盘转子断裂转速



a. 旋转试验前



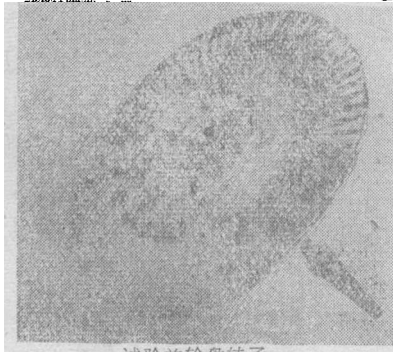
b. 旋转破环后

图4 试验用的火箭发动机轮盘转子

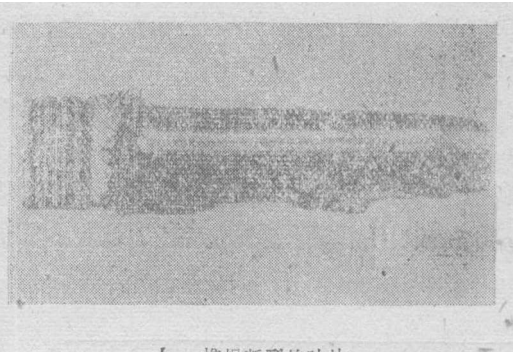
考虑焊接叶片叶根处应力集中的缘故。

4. 组装叶片的轮盘转子断裂试验

图5是某运输机的发动机涡轮轮盘转子。装有K₃材料的铸造叶片。强度计算表明，



a. 试验前轮盘转子



b. 榫根断裂的叶片

图5 装有K₃材料铸造叶片的试验轮盘转子

叶片榫根截面应力最大。是整个轮盘转子的薄弱部位。为了检验叶片最大应力截面的冶金质量，曾对一定数量的叶片榫根截面进行了解剖和金相检查。发现最大缺陷如图6所示的为带有块状硼化物的疏松。从宏观来看，该疏松呈稀疏点状分布。多数情况是一个榫根截面约有一两处这种疏松。这对应用断裂力学技术估算轮盘转子断裂转速提供了条件。

用K₁准则估算叶片榫根的断裂转速，是假设叶片榫根截面存在被检叶片的最大缺

陷 (如图 7 所示)。当

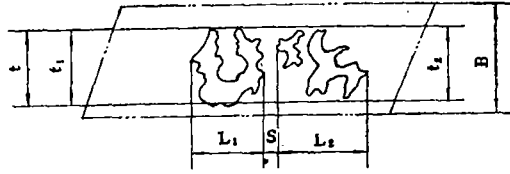
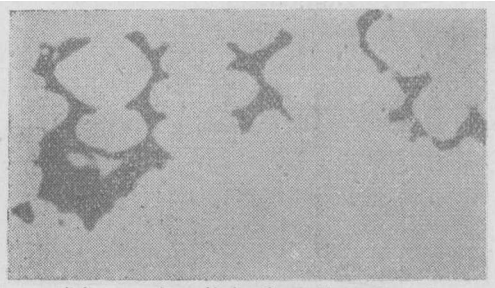


图 6 叶片榫根截面的点状疏松 (疏松中有硼化物偏析) (光学金相照片200×) 图 7 视疏松为两个互相影响的平面深埋裂纹

$$t_1 = t_2 = t = 0.15\text{mm}, L_1 = 0.125\text{mm}, L_2 = 0.175\text{mm}, S = 0.05\text{mm}, B = 5\text{mm}$$

$$S \ll \frac{L_1 + L_2}{2} \text{ 时 } L = L_1 + L_2 + S$$

因为

$$S = 0.05 \ll \frac{L_1 + L_2}{2} = 0.15\text{mm}$$

所以

$$L = 0.125 + 0.175 + 0.05 = 0.35\text{mm}$$

亦即相当于在榫根截面上存在一个如图 8 所示的垂直于径向的椭圆片状裂纹。考虑到该裂纹长度 a 与榫根厚度 B 之间的关系, 其“裂纹”尖端应力强度因子表达式应当为

$$K_I = \left[1 + 0.12 \left(1 - \frac{a}{c} \right) \right] \sqrt{\frac{2B}{\pi a}} \text{tg} \frac{\pi a}{2B} \cdot \frac{\sigma \sqrt{\pi a}}{\Phi} \quad (6)$$

式中 $B = 5\text{mm}$

$$\Phi = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sqrt{1 - \left(\frac{c^2 - a^2}{c^2} \right) \sin^2 \varphi} d\varphi \quad \text{—— 形状函数}$$

由 $a/c = 0.428$ 查表得 $\Phi = 1.24$

榫根截面径向拉应力 σ 随轮盘转子的转速提高而增加, K_I 也随之增大。当 σ 增加到使式 (6) 等号右边项的数值与 K_{Ic} 值相等时叶片应当断裂, 轮盘转子破坏。此时对应的转速即轮盘转子的破裂转速。试验前, 轮盘转子的破裂转速是用计算和作图方法 (如图 9 所示) 确定的。计算作图确定的轮盘转子破裂转速为 $17\ 500\text{r/min}$ 。试验值为 $16\ 000\text{r/min}$ 。两者较为接近。榫根断口分析表明: 断口呈枝晶状, 并可看到韧窝和脆性相 (碳化物和硼化物) 开裂的一般特征, 可以认为断口为瞬时断裂断口。为了比较, 还用 K_3 铸造材料的强度极限 σ_s 进行了计算, 其值为 $22\ 400\text{r/min}$, 与试验值相差很大。

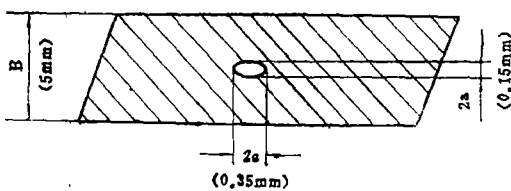


图 8 榫根截面的缺陷被简化为深埋椭圆片状裂纹

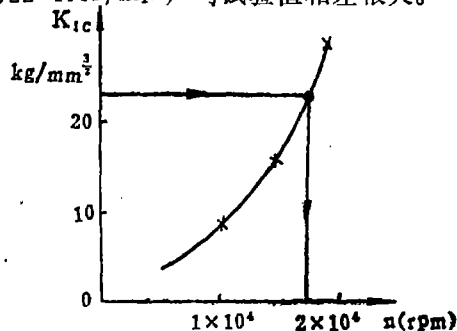


图 9 计算作图法确定轮盘转子破裂转速

几点结论

1. 应用断裂准则估算轮盘转子的极限载荷时, 必须考虑其材质特性和结构的实际情况。有针对性的加以适当的修改和完善, 否则不能获得满意的结果。

2. 在某些情况下, 如轮盘转子的材料较脆, 其断裂韧性 K_{Ic} 值又很低, 或呈平面应变状态时, 应用 K_{Ic} 准则估算其断裂转速较为有效。应当在实践中积极创造条件加以应用。

3. 在估算轮盘转子断裂转速时, 不仅要考虑和计算轮盘的极限载荷, 也要考虑和计算其它零件(如叶片)的极限载荷。根据所找出的薄弱环节的极限载荷来计算轮盘转子的断裂转速。

参 考 文 献

1. 孙国维: 轮盘的断裂转速《舰船科学技术》1981.8.
2. 应力强度因子手册
3. 西田正考:《应力集中》森北出版株式会社 昭和46年3月
4. 陈旒等:《工程断裂力学》国防工业出版社 1977年9月
- 5.《航空发动机强度设计、试验手册》第一篇 第三章《盘和盘鼓的强度设计》

Experimental Application of the Fracture Criteria of Disk Rotors of Different Materials and Structures

Sun Guowei

(Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute)

Abstract

This paper gives an account of the fracture criteria predetermination made for cast or forged heat-resistant alloy or high strength aluminum alloy disk rotors of different structures used in rocket, helicopter and airfreighter gas turbines or marine high speed diesel engine superchargers. It also gives a description of the disk rotor fracture test made in a spin test rig and successfully verifies the suitability of several fracture criteria (including K_{Ic} criterion) to the disk rotors of different materials and structures.

Key words: disk rotor, fracture criteria